

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2003-74567

(P2003-74567A)

(43)公開日 平成15年3月12日(2003.3.12)

(51)Int.Cl.⁷

識別記号

F I

ターミナル* (参考)

F 1 6 C 33/66

F 1 6 C 33/66

Z 3 C 0 1 1

B 2 3 Q 11/12

B 2 3 Q 11/12

E 3 J 1 0 1

F 1 6 C 35/12

F 1 6 C 35/12

F 1 6 N 7/32

F 1 6 N 7/32

B

7/38

7/38

B

審査請求 未請求 請求項の数1 O L (全 8 頁)

(21)出願番号

特願2001-265930(P2001-265930)

(22)出願日

平成13年9月3日(2001.9.3)

(71)出願人 000004204

日本精工株式会社

東京都品川区大崎1丁目6番3号

(72)発明者 杉田 澄雄

神奈川県藤沢市鵠沼神明1丁目5番50号

日本精工株式会社内

(74)代理人 100105647

弁理士 小栗 昌平 (外4名)

Fターム(参考) 3C011 FF06

3J101 AA01 AA62 CA01 CA06 CA11

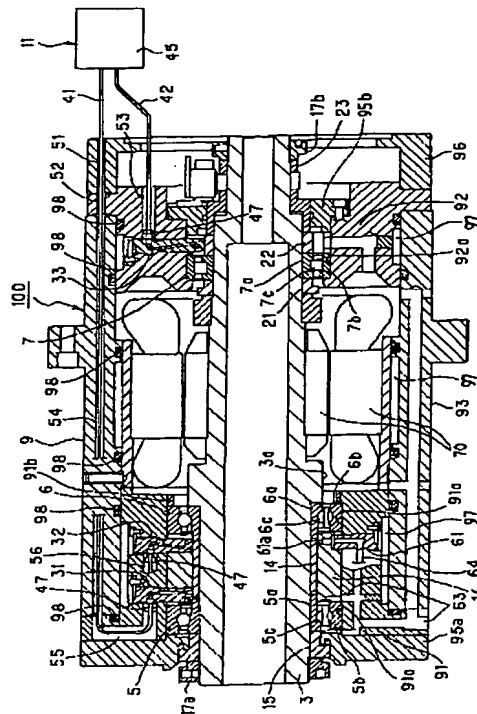
CA17 EA67 FA31 FA32 GA31

(54)【発明の名称】 主軸装置

(57)【要約】

【課題】 高速化した場合にも、良好な潤滑性能の確保によって安定した軸の回転性能を維持でき、且つ、騒音の低減、軸の駆動エネルギーの節約を図ることのできる主軸装置を得る。

【解決手段】 主軸装置100の軸3を回転自在に支承する転がり軸受5、6、7への潤滑を、ハウジング9に装備した潤滑油ノズル31、32、33から微量の潤滑油を直接噴射することで行うと同時に、ハウジング9には、潤滑油ノズル32の潤滑油供給部位付近の軸3の外周面に圧縮空気を噴射するエアノズル61と、このエアノズル61の噴射した圧縮空気をハウジング9外部に排出する排気口63とを備えて、エアノズル61から噴射されて排気口63に排出される気流によって潤滑油の滞留を防止する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 軸と、この軸に内輪内径面が嵌合した軸受と、前記軸受の外輪外径面が嵌合したハウジングと、前記内輪と前記外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった前記軸受に潤滑油を供給する潤滑油供給機構とを備える主軸装置において、

前記潤滑油供給機構は、前記軸受に潤滑油を噴射する潤滑油ノズルと、前記潤滑油ノズルに微量の潤滑油を供給する微量潤滑装置とを備えて、前記軸受に、吐出速度が10～100m/secの範囲、且つ、吐出量が1ショットあたり0.0005～0.01mlの範囲となる微量の潤滑油を前記潤滑油ノズルから間欠的に噴射供給し、

更に、前記ハウジングには、前記軸の外周面に圧縮空気を噴射するエアノズルと、このエアノズルの噴射した圧縮空気をハウジング外部に排出する排気口とを備え、前記エアノズルから噴射されて前記排気口に排出される気流によって潤滑油の滞留を防止することを特徴とする主軸装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、内輪と外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった軸受に潤滑油を供給する潤滑油供給機構を備える主軸装置に関するもので、詳しくは、軸の回転性能や耐久性の向上に不可欠な軸受の潤滑性能を向上させるための改良に係るものである。

【0002】

【従来の技術】工作機械を始めとする各種の産業機械等で、軸と、この軸に内輪内径面が嵌合した軸受と、軸受の外輪外径面が嵌合したハウジングと、内輪と外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった軸受に潤滑油を供給する潤滑油供給機構とを備えた構成の主軸装置が使用されている。

【0003】工作機械等に使用される従来の主軸装置の場合、搭載される潤滑油供給機構は、オイルミスト方式、オイルエア方式、ジェット方式等に大別することができる。

【0004】オイルミスト方式の潤滑油供給機構は、油タンク、ポンプ、プランジャ、分圧機、圧縮空気源、電磁バルブ、及びノズルを有して構成され、潤滑油を微細な霧状にして、圧縮空気により空気配管中を搬送し、軸受内部に向けて噴射する構成である。

【0005】オイルエア方式の潤滑油供給機構は、油タンク、ポンプ、分配器、圧縮空気源、プランジャ及びノズルを有して構成され、プランジャの機械的機構により一定量に調整された潤滑油滴(0.01～0.03ml)を空気配管中に吐出し、空気によりノズルまで運んで軸受内部に向けて噴射する構成である。

【0006】ジェット方式の潤滑油供給機構は、圧縮空

気源を用いず、高圧ポンプにより潤滑油を高圧にし、吐出径を絞ったノズルから潤滑油を高速で軸受内部に向けて噴射する構成である。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】ところで、最近の傾向として、工作機械等に用いられる主軸装置では高速化の要求が高い。しかし、前述した従来の各方式の潤滑油供給機構では、主軸装置の高速化に対して、以下に示す問題が生じる。

【0008】通常、主軸装置の軸の回転を高速化していくと、軸の外周面に接触する空気の層によって軸の外周にエアカーテンが形成される。しかし、オイルミスト方式やオイルエア方式の潤滑油供給機構の場合は、圧縮空気に含ませて軸受に噴射される潤滑油粒が小さく、しかも吐出速度が小さいため、潤滑油粒の持つ慣性質量が微小になる。そのため、軸の高速運転時に軸の外周に形成されるエアカーテンによって潤滑油粒の噴射が遮られ、潤滑油が軸受内に到達できず、潤滑不足による軸受の焼き付き等の問題が発生する虞があった。更に、オイルミスト方式やオイルエア方式の潤滑油供給機構の場合、大流量の圧縮空気が、軸受内に噴射されて、軸受内の転動体との衝突で剪断される際に、風切り音が発生し、この風切り音が騒音となる虞があった。また、オイルミスト方式やオイルエア方式の潤滑油供給機構の場合、潤滑油粒の搬送・噴射に大流量の圧縮空気を使うため、比較的に大型の圧縮空気源が必要で、圧縮空気源が装置の大型化を招くという問題もあった。

【0009】一方、ジェット方式の潤滑油供給機構の場合は、高圧の潤滑油を軸受に直接噴射するため、前述したオイルミスト方式やオイルエア方式の場合と比較して、軸受に向かって飛ぶ潤滑油粒が大きく、慣性質量も大きい。そのため、軸の高速運転時に軸の外周に形成されるエアカーテンによって潤滑油粒の噴射が遮断される虞は少ない。しかし、供給する潤滑油量を微量又は超微量に制限することが極めて難しく、過剰に供給された潤滑油が軸受内で攪拌抵抗となって、軸受の回転摩擦を増大させ、その結果、軸受の温度上昇と言う問題や、軸の駆動トルクの損失の増大という問題を招く虞があった。

【0010】本発明は、前述した問題点に鑑みてなされたものであり、その目的は、軸の高速運転時に軸の外周に形成されるエアカーテンによって軸受への潤滑油供給が阻害されることがなく、また、風切り音による騒音の発生を防止すると同時に、潤滑油の過剰供給に起因する軸受の温度上昇や駆動トルク損失の増大といった問題の発生を回避することができ、軸の回転を高速化した場合にも、良好な潤滑性能の確保によって安定した軸の回転性能を維持でき、かつ、騒音の低減、軸の駆動エネルギーの節約を図ることのできる主軸装置を提供することにある。

【0011】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明に係る主軸装置は、請求項 1 に記載したように、軸と、この軸に内輪内径面が嵌合した軸受と、前記軸受の外輪外径面が嵌合したハウジングと、前記内輪と前記外輪とが転動体を介して相対的に回転可能となった前記軸受に潤滑油を供給する潤滑油供給機構とを備える主軸装置において、前記潤滑油供給機構は、前記軸受に潤滑油を噴射する潤滑油ノズルと、前記潤滑油ノズルに微量の潤滑油を供給する微量潤滑装置とを備えて、前記軸受に、吐出速度が $10 \sim 100 \text{ m/sec}$ 以下の範囲、且つ、吐出量が 1 ショットあたり $0.0005 \sim 0.01 \text{ ml}$ の範囲となる微量の潤滑油を前記潤滑油ノズルから間欠的に噴射供給し、更に、前記ハウジングには、前記軸の外周面に圧縮空気を噴射するエアノズルと、このエアノズルの噴射した圧縮空気をハウジング外部に排出する排気口とを備え、前記エアノズルから噴射されて前記排気口に排出される気流によって潤滑油の滞留を防止することを特徴とする。

【0012】このように構成された主軸装置においては、潤滑油を圧縮空気をいわずに、直接軸受に噴射する直噴式で、従来のオイルミスト方式やオイルエア方式の場合と比較して軸受に噴射される潤滑油粒が大きく、また、吐出速度も $10 \sim 100 \text{ m/sec}$ の範囲で大きい。そのため、軸受に噴射される潤滑油粒の慣性質量が大きく、潤滑油ノズルから噴射される潤滑油粒は、軸の高速運転時に軸の外周に形成されるエアカーテンを容易に貫通して、軸受の所定部位に到達することができる。

【0013】また、オイルミスト方式やオイルエア方式の場合と異なり、潤滑油の噴射に圧縮空気を利用しておらず、圧縮空気が軸受の転動体等に衝突しないため、風切り音が発生しない。更に、供給する潤滑油は、吐出量及び吐出速度を制限した微量又は超微量のため、従来のジェット方式の場合と比較して、潤滑油の過剰供給が起らず、潤滑油の過剰供給に起因する軸受の温度上昇や駆動トルク損失の増大といった問題の発生を回避することができる。また、ハウジングに装備したエアノズルと排気口によって、ハウジング内には、潤滑油ノズルによる潤滑油の供給部位付近から排気口位置に向かって流れる気流が形成され、この気流が、潤滑油ノズルによって軸受に噴射された潤滑油を順次排気口に誘導排出して、軸受上に滞留することを防止する。

【0014】また、エアノズルによって噴射する圧縮空気は、軸受上に残留する潤滑油を排出口に誘導する気流を形成するもので、オイルミスト方式やオイルエア方式の場合のように潤滑油粒を噴射するような大きなパワーは必要ない。そのため、エアノズルから供給する圧縮空気の流量は、オイルミスト方式やオイルエア方式の場合と比較して僅かであり、更に、エアノズルから噴射する圧縮空気は、凹凸のある軸受内部に対してではなく、軸の滑らかな外周面に対して噴射されるため、エアノズル

から噴射される圧縮空気によって風切り音が発生する心配もない。また、エアノズルから噴射する圧縮空気は、流量は微小でも、ハウジング内圧を主軸装置外部の外気圧より高めるため、ハウジング内に外部の粉塵等が侵入し難くなる。

【0015】また、噴射供給する潤滑油が微量のため、潤滑油供給機構に装備するポンプ手段は、従来のジェット方式の場合と比較すると、潤滑油の吐出量が小さな小型のものを使用することができる。

【0016】また、本発明の主軸装置は、前記エアノズルを、前記軸受の取り付け位置に対して、前記潤滑油ノズルと同じ側に装備したことを特徴とする。

【0017】このように構成された主軸装置においては、例えば、軸を支承するために一定の離間間隔で複数列に軸受が装備されたような場合、隣接する一対の軸受列間に、エアノズルを装備することで、一つのエアノズルを 2 列の軸受で共用することができ、エアノズルの装備数を低減することができる。

【0018】また、本発明の主軸装置は、前記エアノズルの取り付け位置を、前記軸の中心軸線方向には前記潤滑油ノズルと一致させ、軸の周方向に位置がずれるように設定したことを特徴とするものである。

【0019】このような構成とすることで、エアノズルと軸受を近くに配置することが可能で、軸受近傍から排気口までの気流を形成することが可能となり、余分な油を効果的に排出することができる。潤滑油ノズルと同じ軸方向位置に、エアノズルを配置すると主軸装置の軸方向スペースの制約を受けないため、スペースを有効利用することが可能である。

【0020】

【発明の実施の形態】以下、本発明に係る主軸装置の好適な実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。図 1 は、本発明に係る主軸装置の一実施の形態を示したものである。この一実施の形態の主軸装置 100 は、軸 3 と、この軸 3 の一端側に内輪内径面が嵌合した 2 個の転がり軸受 5、6 と、軸 3 の他端側に内輪内径面が嵌合した 1 個の転がり軸受 7 と、これらの各転がり軸受 5、6、7 の外輪外径面が嵌合したハウジング 9 と、内輪 5a、6a、7a と外輪 5b、6b、7b とが転動体 5c、6c、7c を介して相対的に回転可能となった転がり軸受 5、6、7 に潤滑油を供給する潤滑油供給機構 11 と、軸 3 を回転駆動するモータ 70 とを備えた工作機械用の主軸装置である。

【0021】軸 3 上に装備された以上の 3 個の軸受の取り付け位置を、便宜上、軸 3 の一端側から順に、A 列、B 列、C 列と呼ぶ。A 列の転がり軸受 5 及び、B 列の転がり軸受 6 は、何れも、アンギュラ玉軸受で、軸 3 方向に沿って一定距離離間した状態で、内輪 5a、6a の内径部が軸 3 に嵌合固定されている。軸 3 の他端寄りに位置した C 列の転がり軸受 7 は、円筒ころ軸受である。

【0022】ハウジング 9 は、A 列及び B 列の転がり軸受 5、6 の外輪 5 b、6 b の外径面が嵌合する軸受嵌合部 9 1 a を有した内側第 1 ハウジング 9 1 と、C 列の転がり軸受 7 の外輪 7 b の外径面が嵌合する軸受嵌合部 9 2 a を有した内側第 2 ハウジング 9 2 と、これらの第 1 及び第 2 ハウジング 9 1、9 2 の嵌合部を有してこれらの第 1 及び第 2 ハウジング 9 1、9 2 及び軸 3 の外周を覆う略円筒状の外側ハウジング 9 3 と、外側ハウジング 9 3 の後端を覆うカバー 9 6 とから構成される。

【0023】B 列の転がり軸受 6 の内輪 6 a は、軸 3 に嵌合した円筒状の内輪間座 1 4 と軸 3 の段部 3 a とによって両端が挟まれる形態となつて、軸 3 の軸線方向への位置決めがなされている。A 列の転がり軸受 5 の内輪 5 a は、内輪間座 1 4 と、軸 3 に嵌合したラビリンスリング 1 5 によって両端が挟まれる形態となつて、軸 3 の軸線方向への位置決めがなされている。ラビリンスリング 1 5 は、軸 3 の一端に螺合した軸受ナット 1 7 a の締め付けによって A 列の転がり軸受 5 側に押圧固定されている。ラビリンスリング 1 5 は、カバー 9 5 a に対しわずかな隙間を有するラビリンスシールを形成し、外部から主軸内部への異物の侵入を防ぐ役割を持つ。A、B 列軸受の外輪 5 b、6 b 及び外輪間座 1 6 はカバー 9 5 a によって内側ハウジングの肩 9 1 b に押圧固定されている。また、軸受 5、6 は内輪間座 1 4 と外輪間座 1 6 の幅を調整することによって、定位置予圧されている。

【0024】C 列の転がり軸受 7 の内輪 7 a は、軸 3 に嵌合した円筒状の間座 2 1、2 2 によって両端が挟まれる形態となつて、軸 3 の軸線方向への位置決めがなされ、軸後端の軸受ナット 1 7 b によって固定されている。

【0025】ハウジング 9 において、内側第 1 ハウジング 9 1 及び内側第 2 ハウジング 9 2 等が嵌合する外側ハウジング 9 3 の嵌合部には、冷却油溝 9 7 が形成され、図示しない冷却装置からの冷却油の循環によって、モータ 7 0、軸受 5、6、7 の発熱を冷却する。冷却油溝 9 7 両側には O リング 9 8 が装備され、冷却油の漏れを防いでいる。

【0026】潤滑油供給機構 1 1 は、転がり軸受 5、6、7 に潤滑油を噴射する 3 本の潤滑油ノズル 3 1、3 2、3 3 と、潤滑油供給用の配管 4 1、4 2 を介して各潤滑油ノズル 3 1、3 2、3 3 に微量の潤滑油を供給する微量潤滑装置 4 5 とを備えている。本実施の形態の場合、微量潤滑装置 4 5 は、超磁歪素子の伸縮動作でピストンを駆動する往復動型のポンプ機構によって、前述の各潤滑油ノズル 3 1、3 2、3 3 に微量の潤滑油を間欠的に圧送する。各潤滑油ノズル 3 1、3 2、3 3 が噴射する潤滑油は、吐出速度が $10 \sim 100 \text{ m/sec}$ の範囲、且つ、吐出量が 1 ショットあたり $0.0005 \sim 0.01 \text{ ml}$ の範囲となるように、ポンプ機構のポンプ性能が設定されている。

【0027】A 列の転がり軸受 5 用の潤滑油ノズル 3 1 と B 列の転がり軸受 6 用の潤滑油ノズル 3 2 は、これらの軸受 5、6 間に位置するように、内側第 1 ハウジング 9 1 に取り付けられている。また、C 列の転がり軸受 7 用の潤滑油ノズル 3 3 は、転がり軸受 7 よりも軸方向外側に位置するように、内側第 2 ハウジング 9 2 に取り付けられている。

【0028】微量潤滑装置 4 5 の吐出する潤滑油を各潤滑油ノズル 3 1、3 2、3 3 に導く配管 4 1、4 2 は、ハウジング 9 を構成しているカバー 9 6、内側第 2 ハウジング 9 2、外側ハウジング 9 3、内側第 1 ハウジング 9 1 等に貫通形成された配管布設孔 5 1、5 2、5 3、5 4、5 5、5 6 を挿通して、継手 4 7 を介して、各潤滑油ノズル 3 1、3 2、3 3 に接続されている。

【0029】更に、内側第 1 ハウジング 9 1 には、潤滑油ノズル 3 2 による潤滑油供給部位付近の軸 3 の外周面に圧縮空気を噴射するエアノズル 6 1 が装備されると共に、このエアノズル 6 1 の噴射した圧縮空気をハウジング 9 の外部に排出する排気口 6 3 が貫通形成されている。エアノズル 6 1 には、内側第 1 ハウジング 9 1 を挿通するエア通路 6 4 を介して図示せぬ圧縮空気源が接続されている。なお、本実施の形態の場合、エアノズル 6 1 のノズル口 6 1 a の内径は 1 mm で、エアノズル 6 1 から噴射する空気圧は約 0.2 MPa としている。

【0030】本実施の形態の場合、エアノズル 6 1 は、B 列の転がり軸受 6 の取り付け位置に対して、B 列の転がり軸受 6 用の潤滑油ノズル 3 2 と同じ側に装備している。更に詳述すると、エアノズル 6 1 の取り付け位置は、軸 3 の中心軸線方向には B 列の転がり軸受 6 用の潤滑油ノズル 3 2 と一致させ、軸 3 の周方向には位置がずれるように設定している。

【0031】ハウジング 9 内は排気口 6 3 以外は密閉された空間のため、エアノズル 6 1 から噴射された圧縮空気は、軸 3 の外周面に衝突して拡散した後、排気口 6 3 に向かって流れる気流となり、その気流が B 列の転がり軸受 6 及び A 列の転がり軸受 5 に残留している余分な潤滑油を排気口 6 3 に吸引・排出する役割を果たし、転がり軸受 5、6 における潤滑油の滞留を防止する。

【0032】以上に説明した本実施の形態の主軸装置 1 0 0 は、潤滑油を圧縮空気を用いずに、直接転がり軸受 5、6、7 に噴射する直噴式で、従来のオイルミスト方式やオイルエア方式の場合と比較して転がり軸受 5、6、7 に噴射される潤滑油粒が大きく、また、吐出速度も $10 \sim 100 \text{ m/sec}$ の範囲で大きい。そのため、転がり軸受 5、6、7 に噴射される潤滑油粒の慣性質量が大きく、潤滑油ノズル 3 1、3 2、3 3 から噴射される潤滑油粒は、軸 3 の高速運転時に軸 3 の外周に形成されるエアカーテンを容易に貫通して、転がり軸受 5、6、7 の所定部位に到達することができる。従つて、軸 3 の高速運転時に、軸 3 の外周に形成されるエアカーテ

ンによって転がり軸受 5, 6, 7 への潤滑油供給が阻害されることがなく、軸 3 の高速運転時にも安定した潤滑油供給によって、転がり軸受 5, 6, 7 を良好な潤滑状態に維持することができる。

【0033】更に、供給する潤滑油は、吐出量及び吐出速度を制限した微量又は超微量のため、従来のジェット方式の場合と比較して、潤滑油の過剰供給が起らず、潤滑油の過剰供給に起因する転がり軸受 5, 6, 7 の温度上昇や駆動トルク損失の増大といった問題の発生を回避することができる。

【0034】また、ハウジング 9 に装備したエアノズル 61 と排気口 63 によって、ハウジング 9 内には、潤滑油ノズル 32 による潤滑油の供給部位付近から排気口 63 位置に向かって流れる気流が形成され、この気流が、潤滑油ノズル 31, 32 によって転がり軸受 5, 6 に噴射された潤滑油を順次排気口 63 に誘導排出して、転がり軸受 5, 6 内に滞留することを防止する。そのため、転がり軸受 5, 6 には、常時、潤滑油ノズル 31, 32 から噴射された新鮮な潤滑油による潤滑性及び冷却性に優れた潤滑油膜を安定形成することができ、軸回転を高速化した場合にも良好な潤滑性能を維持することができる。

【0035】このような作用・効果を確認するため、本願発明者は、A 列の転がり軸受 5 及び B 列の転がり軸受 6 の外輪の温度を、エアノズル 61 によるエア供給を無しの場合と、エア供給を行った場合とで、測定した。図 2 (a) は、エアノズル 61 によるエア供給を行わずに、A 列及び B 列の転がり軸受 5, 6 の外輪温度と、ベース温度とを、回転数を所定時間毎に段階的に上昇させながら測定したものである。また、図 2 (b) は、エアノズル 61 から 0.2 MPa の圧力の圧縮空気の供給を行ったときの、A 列及び B 列の転がり軸受 5, 6 の外輪温度と、ベース温度とを、回転数を所定時間毎に段階的に上昇させながら測定したものである。図 2 の (a) 及び (b) において、縦軸は温度、横軸は時間である。

【0036】図 2 (a) に示すように、エアノズル 61 からエア供給を行わない場合は、回転数を上げた直後に、軸受の温度が急激に上昇している。これは、軸の回転が形成する風が、回転を上げることによって強大になって、この軸の回転が形成する風の影響で、使用済みの潤滑油が再び軸受内に押し戻されて、発熱したことに起因すると考えられる。このように軸受内に押し戻された潤滑油は、軸 3 の回転が切り替えられてしばらくすると、徐々に排出されているため、軸受の温度は定常状態に戻る。一方、図 2 (b) に示すように、エアノズル 61 からエア供給を行った場合は、回転上昇後の急激な温度上昇現象が殆ど現れず、軸受温度が常時、定常状態に保たれる。これは、エアノズル 61 から噴射した圧縮空気が、排気口 63 に流れる気流を形成して、その気流が使用済みの潤滑油を速やかに排気口 63 に導いて、使

用済み潤滑油の軸受内への押し戻しや滞留の発生を防止しているためと考えられる。これらの図 2 (a),

(b) の比較で、エアノズル 61 からの圧縮空気によって形成する気流の効果が十分であることが確認できた。

【0037】また、本実施の形態の主軸装置は、オイルミスト方式やオイルエア方式の場合と異なり、潤滑油の噴射に圧縮空気を利用しておらず、圧縮空気が転がり軸受 5, 6, 7 の転動体 5c, 6c, 7c 等の衝突しないため、風切り音が発生せず、風切り音による騒音の発生を防止することができる。

【0038】本実施の形態の静粛性を確認するために、本実施の形態の主軸装置 100 と、オイルエア方式で潤滑を行う従来の主軸装置とで、段階的に回転数を上げて、騒音測定をした。図 3 は、その測定結果を示したのである。なお、本実施の形態の主軸装置 100 は、エアノズル 61 から圧縮空気を噴射した場合 (図の■の特性) と、噴射しない場合 (図の△の特性) とのそれぞれについて騒音測定をした。本実施の形態の主軸装置 100 は、エアノズル 61 から圧縮空気を噴射した場合も、噴射しない場合も、騒音レベルは略同一で、従来のオイルエア方式よりも 2~4 dB 程度、騒音レベルが低く、直噴方式の採用によって、騒音が低減できたことを確認できた。

【0039】また、エアノズル 61 によって噴射する圧縮空気は、転がり軸受上に残留する潤滑油を排出口に誘導する気流を形成するもので、オイルミスト方式やオイルエア方式の場合のように潤滑油粒を噴射するような大きなパワーは必要ない。そのため、エアノズル 61 から供給する圧縮空気の流量は前述したように、オイルミスト方式やオイルエア方式の場合と比較して僅かでもよく、使用する圧縮空気源を小型化することができる。オイルミスト方式やオイルエア方式の場合に使用する圧縮空気圧は、0.35~0.45 MPa 程度の圧力及び 1 ノズルあたり 15~20 Nl/min の流量が必要なのに対して、本実施の形態で使用する圧縮空気圧は 0.2 MPa 程度、流量は 10 Nl/min 以下で十分である。

【0040】更に、エアノズル 61 から噴射する圧縮空気は、圧力が小さいだけでなく、凹凸のある軸受内部に対してではなく、軸 3 の滑らかな外周面に対して噴射されるため、エアノズル 61 から噴射される圧縮空気によって風切り音が発生する心配もない。図 3 に示した実際の騒音測定でも、エアノズル 61 から噴射した空気が、騒音に影響していないことを確認することができた。また、エアノズル 61 から噴射する圧縮空気は、流量は微小でも、ハウジング内圧をハウジング外部の外気圧より高めるため、ハウジング 9 内に外部の粉塵等が侵入し難くなり、粉塵等の異物の侵入による転がり軸受 5, 6, 7 の汚損を防止する効果も得ることができる。本主軸装置を工作機械の主軸として使用した場合、ラビリンスリング 15 の外径部の隙間より、切削液な切り粉が、主軸

内部に侵入する虞があるが、ハウジングの内圧を高めることによってこれらを防ぎ、異物による軸受の損傷を防止することができる。

【0041】また、噴射供給する潤滑油が微量のため、潤滑油供給機構 11 に装備するポンプ手段は、従来のジェット方式の場合と比較すると、潤滑油の吐出量が小さな小型のものを使用することができる。そして、このような潤滑油用のポンプ手段の小型化や、圧縮空気源の小型化によって、装置のコンパクト化やコスト低減を図ることができる。

【0042】以上をまとめると、本発明の主軸装置 100 では、軸 3 の回転を高速化した場合にも、良好な潤滑性能の確保によって安定した軸 3 の回転性能を維持でき、且つ、風切り音の発生を無くして騒音の低減を図ることができる。更に、潤滑油の滞留の発生を防止して、転がり軸受 5, 6, 7 上での攪拌抵抗の増大を防止して、軸 3 の駆動エネルギーの節約を図ることができ、また、駆動源の小型化による装置のコンパクト化を図ることができる。また、エアノズル 61 から噴射する圧縮空気がハウジング内圧を外気圧より高めるため、外部の粉塵等の異物の侵入に起因する転がり軸受 5, 6, 7 の汚損を防止する効果も得ることができる。

【0043】また、本実施の形態の場合は、エアノズル 61 は、対応する転がり軸受 6 の取り付け位置に対して、その軸受用の潤滑油ノズル 32 と同じ側に装備する構成のため、本実施の形態のように、隣接する一对の転がり軸受 5, 6 間に、エアノズル 61 を装備することで、一つのエアノズル 61 を 2 列の転がり軸受 5, 6 で共用することができ、エアノズル 61 の装備数の低減によって、装置構成の単純化や、コスト低減を図ることができる。また、主軸装置内部には回転中、元来、気流の流れがあり、主軸の左右端の軸受には余分な油が滞留しづらい。これは、図 2 (a) においても、A 列の温度上昇が B 列に比べて低いことからわかる。エアノズル 61 を B 列の近くに配置することで、特に排出の悪い B 列部分の余分な潤滑油を効果的に排出することができるため、エアノズル 1 本でも十分な効果を得ることができる。

【0044】また、本実施の形態の主軸装置 100 は、エアノズル 61 の取り付け位置を、軸 3 の中心軸線方向には対応する潤滑油ノズル 32 と一致させ、軸 3 の周方向に位置がずれるように設定している。このような構成とすることで、エアノズルと軸受を近くに配置することが可能で、軸受近傍から排気口 63 までの気流を形成することが可能となり、余分な油を効果的に排出することができる。潤滑ノズルと同じ軸方向位置に、エアノズルを配置すると主軸装置の軸方向スペースの制約を受けないため、スペースを有効利用することが可能である。例えば、軸受 5 a の図示左側、5 b の右側、5 c の左側にエアノズルを設置するスペースを設けるためには、主軸

装置全体の長さを長くしなければならない。

【0045】なお、本発明の主軸装置 100 は、前述した実施の形態に限定されるものでなく、適宜な変形、改良等が可能である。例えば、前述した微量潤滑装置 45 は、前述した超磁歪素子の往復動によって微量の潤滑油を吐出する構成に限らない。例えば、微量潤滑装置 45 自体を、潤滑油を所定の圧力で連続吐出する適宜ポンプと、ポンプの吐出口に接続されてポンプからの潤滑油の吐出量や吐出速度を制御する切替弁とを備えた構成として、ポンプには、電動モータ等を駆動源とした公知のポンプを採用することも可能である。また、ハウジング 9 の具体的な構造も、前述の実施の形態の構造に限らない。

【0046】また、上記の実施の形態では、エアノズルは、潤滑油ノズル 32 に対応して 1 箇所のみ設けたが、要は、使用済みの潤滑油を、気流によって速やかに排気口 63 に導ければよく、潤滑油ノズル 31 や潤滑油ノズル 33 に対しても、それぞれ個別にエアノズルを装備するようにしてもよい。

【0047】

【発明の効果】以上に説明したように、請求項 1 に記載した本発明の主軸装置によれば、軸の高速運転時に、軸の外周に形成されるエアカーテンによって軸受への潤滑油供給が阻害されることがなく、軸の高速運転時にも安定した潤滑油供給によって、軸受を良好な潤滑状態に維持することができる。また、風切り音による騒音の発生を防止できると同時に、潤滑油の過剰供給に起因する軸受の温度上昇や駆動トルク損失の増大といった問題の発生を回避することができる。また、軸受には、常時、潤滑油ノズルから噴射された新鮮な潤滑油による潤滑性及び冷却性に優れた潤滑油膜を安定形成することができ、軸回転を高速化した場合にも良好な潤滑性能を維持することができる。

【0048】また、エアノズルから供給する圧縮空気の流量は、オイルミスト方式やオイルエア方式の場合と比較して僅かでもよく、使用する圧縮空気源を小型化することができる。更に、エアノズルから噴射する圧縮空気は、流量は微小でも、ハウジング内圧を主軸装備外部の外気圧より高めるため、ハウジング内に外部の粉塵等が侵入し難くなり、粉塵等の異物の侵入による軸受の汚損を防止する効果も得ることができる。また、噴射供給する潤滑油が微量のため、潤滑油供給機構に装備するポンプ手段は、従来のジェット方式の場合と比較すると、潤滑油の吐出量が小さな小型のものを使用することができる。そして、このような潤滑油用のポンプ手段の小型化や、圧縮空気源の小型化によって、装置のコンパクト化やコスト低減を図ることができる。

【0049】以上をまとめると、本発明の主軸装置では、軸の回転を高速化した場合にも、良好な潤滑性能の確保によって安定した軸の回転性能を維持でき、かつ、

風切り音の発生を無くして騒音の低減を図ることができる。更に、潤滑油の滞留や過剰供給の発生を防止することによって軸受上での攪拌抵抗の増大を防止して、軸の駆動エネルギーの節約を図ることができ、また、駆動源の小型化による装置のコンパクト化を図ることができる。また、エアノズルから噴射する圧縮空気がハウジング内圧を外気圧より高めるため、外部の粉塵等の異物の侵入に起因する軸受の汚損を防止する効果も得ることができる。

【0050】また、本発明の主軸装置によれば、例えば、隣接する一対の軸受列間に、エアノズルを装備することで、一つのエアノズルを2列の軸受で共用することができ、エアノズルの装備数の低減によって、装置構成の単純化や、コスト低減を図ることができる。

【0051】また、本発明の主軸装置によれば、エアノズルの取り付け位置を、軸の中心軸線方向には潤滑油ノズルと一致させ、軸の周方向に位置がずれるように設定することで、軸方向のスペース制約を受けることなく、軸受近傍にエアノズルを配置することができるので、効果的に余分な油を排出することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る主軸装置の一実施の形態の縦断面

図である。

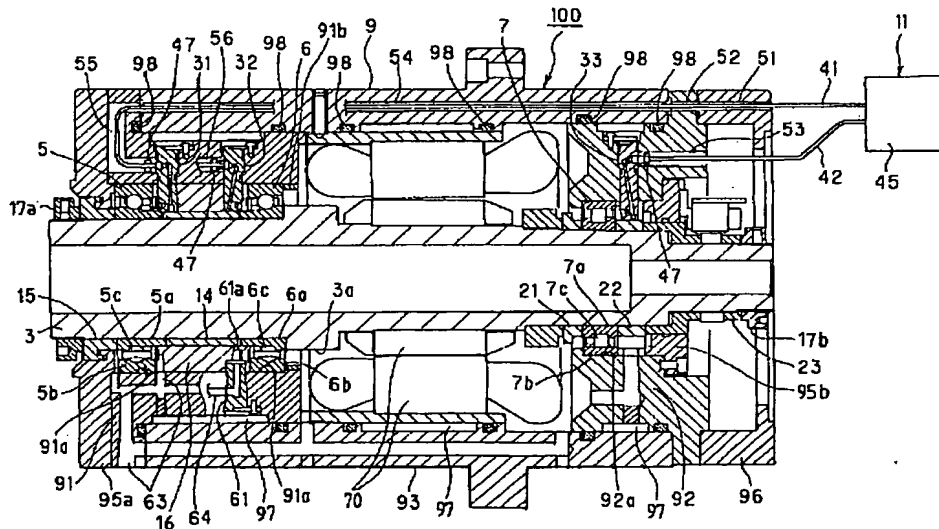
【図2】図1に示した主軸装置の転がり軸受の動作温度特性図で、(a)はエア噴射を行わない場合の転がり軸受の動作温度特性図、(b)はエア噴射を行った場合の転がり軸受の動作温度特性図である。

【図3】図1に示した主軸装置において、エア噴射を行った場合と行わない場合とのそれぞれの騒音特性図と、従来の主軸装置における騒音特性図である。

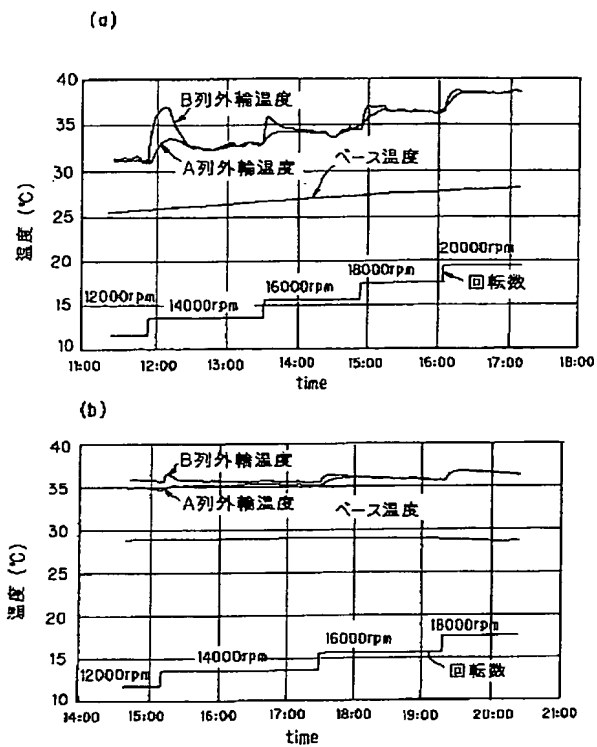
【符号の説明】

- 3 軸
- 5, 6, 7 軸受
- 9 ハウジング
- 11 潤滑油供給機構
- 31, 32, 33 潤滑油ノズル
- 41, 42 配管
- 45 微量潤滑装置
- 61 エアノズル
- 63 排気口
- 64 エア通路
- 91 内側第1ハウジング
- 92 内側第2ハウジング
- 93 外側ハウジング

【図1】



【図2】



【図3】

